

Таким образом, метод расчёта функциональной надёжности трубопроводных транспортных систем [4] позволил однозначно определить функциональные надёжности магистральной симметричной сети с различными типами перемычек. Сравнительный анализ полученных математических моделей функциональной надёжности выделил тип перемычек с шестью задвижками как наиболее целесообразный для практического использования.

1.Надежность систем энергетики и их оборудования. Справочник: В 4-х т. / Под общ. ред. Ю.Н.Руденко. Т.2. Надежность электроэнергетических систем / Под ред. М.Н.Розанова. – М.: Энергоатомиздат, 2000. – 568 с.

2.Рудь И.А. Расчет надежности технических систем с мостовым соединением элементов // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн.сб. Вып.20. – К.: Техніка,1999. – С.37-42.

3.Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

4.Самойленко Н.И., Гавриленко И.А. Метод расчета функциональной надежности трубопроводных транспортных систем // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн.сб. Вып.81. – К.: Техніка, 2008. – С.176-183.

Получено 19.11.2008

УДК 62.533.66

Т.Г.БУЛЬЩЕНКО

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», г.Харьков

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Рассматриваются вопросы расчета параметров теплопроводов двухтрубной магистральной тепловой сети водяного отопления. Приводится зависимость дополнительных затрат энергии от параметров тепловой сети.

С учетом роста цен на энергоресурсы в отопительных системах возрастают требования к системам учета и регулирования отпуска тепла потребителям. Для повышения экономичности систем теплоснабжения необходимо учитывать влияние режимов эксплуатации тепловой сети на параметры теплоносителя в контролируемой системе.

Исследования в области систем теплоснабжения отражены в работах [1, 2]. Однако принятые методики предполагают линейную зависимость расхода теплоносителя от гидравлического сопротивления сети.

Математический аппарат расчета теплообмена и гидродинамического сопротивления в жидких средах разработан С.С.Кутателадзе [3].

Последние исследования в области рациональной эксплуатации тепловых сетей, посвященные реконструкции имеющихся систем теплоснабжения, выполнялись С.Ю.Андреевым [6]. Методы снижения дополнительных затрат энергии за счет учета транспортного запазды-

вания теплоносителя отражены в работе [7].

Однако температурные графики, применяемые при регулировании параметров теплоносителя [4], не учитывают нелинейности характеристик тепловой сети и также являются источниками дополнительных затрат энергии. Поэтому актуальным является решение задачи оптимального выбора параметров теплоносителя при качественно-количественном регулировании параметров тепловой сети.

Целью данной статьи является разработка математической модели теплопровода, позволяющей определить тепловые и гидравлические потери системы теплоснабжения в зависимости от режима эксплуатации тепловой сети.

Рассмотрим статический режим функционирования магистральной тепловой сети. Под статическим режимом подразумевается такое состояние тепловой сети, при котором потребление энергии потребителями (тепловой поток $Q_{ПОТР}$) постоянны, расход и температура теплоносителя в отдельных точках сети остается неизменной.

Тепловой поток $Q_{КОТ}$, передаваемый теплоносителю котельной, равен сумме тепловых потоков от теплопунктов к потребителям и тепловых потоков от теплопроводов в среду $Q_{ТП}$

$$Q_{КОТ} = \sum Q_{ПОТР} + \sum Q_{ТП}.$$

Теплоотдача потребителю определяется оборудованием абонентских вводов и при сбалансированной системе отопления компенсирует тепловой поток от отапливаемых помещений в среду, т.е. является полностью полезной.

Тепловой поток от теплопроводов в среду, в свою очередь, определяется параметрами трубопровода и тепловым напряжением между транспортируемым теплоносителем и окружающей средой. Данный тепловой поток [3] является потерями системы теплоснабжения:

$$Q_{ТП} = \frac{T_{РАСЧ} - T_{ОКР}}{R} L;$$

$$T_{РАСЧ} = \frac{T_{IN} + T_{OUT}}{2};$$

$$T_{OUT} = T_{IN} - \frac{Q_{ТП}}{cG},$$

где L – длина трубопровода; R – тепловое сопротивление трубопровода; T_{IN} – температура входящего в трубопровод теплоносителя;

T_{OUT} – температура выходящего из трубопровода теплоносителя; c – удельная теплоемкость теплоносителя (для воды $c \approx 4200 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$); G – расход теплоносителя (кг/с); T_{OKP} – температура воздуха "на улице".

Магистральная система теплоснабжения представляет собой совокупность участков трубопроводов, характеризующихся постоянством расхода и теплового сопротивления:

$$\begin{aligned} T_{PACЧ} &= T_{IN} - \frac{Q_{TP}}{2cG}; \\ Q_{TP} &= (T_{IN} - T_{OKP} - \frac{Q_{TP}}{2cG}) \frac{L}{R}; \\ Q_{TP} (1 + \frac{L}{2cGR}) &= (T_{IN} - T_{OKP}) \frac{L}{R}; \\ Q_{TP} &= \frac{L(T_{IN} - T_{OKP})}{\frac{2cGR + L}{2cG}} = \frac{2cGL}{2cGR + L} (T_{IN} - T_{OKP}). \end{aligned}$$

Температура теплоносителя на выходе участка трубопровода равняется

$$\begin{aligned} T_{OUT} &= T_{IN} - \frac{Q_{TP}}{cG} = T_{IN} - \frac{2L(T_{IN} - T_{OKP})}{2cGR + L}, \\ T_{OUT} &= \frac{2cGR - L}{2cGR + L} T_{IN} + \frac{2L}{2cGR + L} T_{OKP}. \end{aligned}$$

Введем масштаб длины \hat{L} как отношение длины участка трубопровода к его тепловому сопротивлению

$$\hat{L} = L / R.$$

Тогда с учетом эквивалентного расхода теплоносителя $W = cG$ значения тепловых потерь и температуры сетевой воды на выходе трубопровода можно записать в виде:

$$\begin{aligned} Q_{TP} &= \frac{2W \cdot \hat{L}}{2W + \hat{L}} (T_{IN} - T_{OKP}); \\ T_{OUT} &= \frac{2W - \hat{L}}{2W + \hat{L}} T_{IN} + \frac{2\hat{L}}{2W + \hat{L}} T_{OKP}. \end{aligned}$$

Регулирование температуры отопляемых помещений при фиксированной схеме подключения абонентской системы производится путем изменения расхода сетевой воды из магистрального теплопровода через абонентскую систему.

Эквивалентный расход сетевой воды через абонентскую систему отопления, оснащенную автоматической системой регулирования температуры в помещениях равняется [2]

$$W_{ПОТР} = \frac{Q_{ПОТР}}{(T_{ПР} - T_{ОБР})} = \chi_0 V \frac{(T_{ВНУТР} - T_{ОКР})}{(T_{ПР} - T_{ОБР})},$$

где V – объем здания; χ_0 – отопительная характеристика здания; $T_{ПР}$, $T_{ОБР}$ – температура на входе, выходе отопительной системы здания; $T_{ВНУТР}$ – температура воздуха в помещении.

В задачи системы управления магистральной тепловой сетью входит поддержание необходимого уровня давления в прямом и обратном трубопроводах в соответствии с пьезометрическим графиком [4].

Падение давления в абонентских системах контролируется автоматикой абонентских вводов. В случае наличия избыточного давления на вводе в абонентскую систему, последняя осуществляет снижение давления воды до допустимого уровня дросселированием.

Падение давления, обусловленное сопротивлением в трубопроводе, равняется [5]

$$\Delta P = \frac{0,812 \lambda G^2}{\rho d^5} L(1 + \alpha),$$

где ρ – плотность теплоносителя; d – диаметр трубопровода; α – коэффициент местных потерь; λ – коэффициент трения теплоносителя о стенки трубопровода.

Мощность, потребляемая сетевым насосом [1]

$$N_{НАС} = \frac{G \Delta P_{\Sigma}}{\rho \eta};$$

$$\Delta P_{\Sigma} = \sum \Delta P + P_{СТАТ},$$

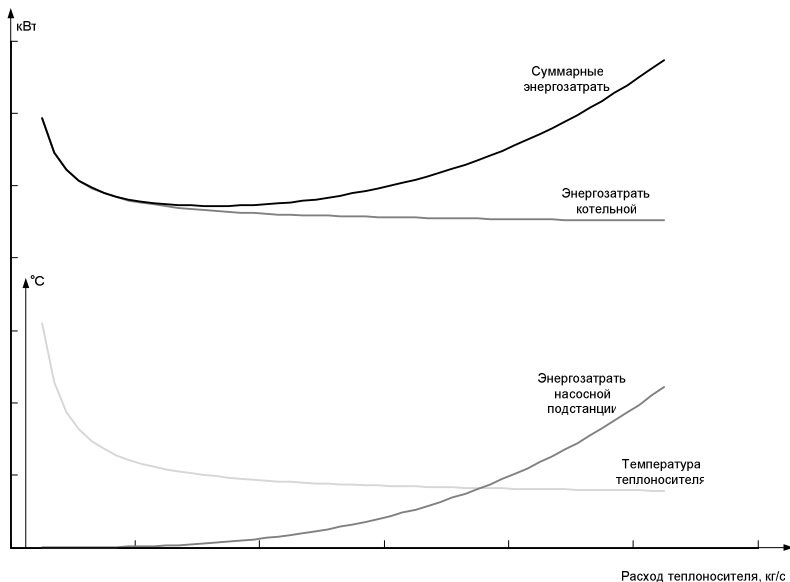
где η – КПД насосного агрегата; $P_{СТАТ}$ – значение статического давления, определяемое высотой, на которую поднимается жидкость.

Поскольку тепловая сеть является замкнутой, то для закрытой системы теплоснабжения $P_{СТАТ} = 0$.

Таким образом, затраты энергии на поддержание работы системы теплоснабжения можно описать выражением

$$N_{НАС} + \frac{1}{\eta_{КОТ}} \sum Q_{ТР}.$$

Приведенная зависимость (рисунок) имеет экстремум. Эксплуатация тепловой сети в режиме, близком к данному экстремуму, позволит повысить экономичность системы теплоснабжения.



Зависимость энергозатрат на нагрев и перекачку теплоносителя от его расхода

1. Теплотехнический справочник. Т.1. – 2-е изд., перераб. / Под ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. – М.: Энергия, 1975. – 744 с.
2. Теплотехнический справочник. Т.2. – 2-е изд., перераб. / Под ред. В.Н.Юренева и П.Д.Лебедева. – М.: Энергия, 1975. – 896 с.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. СНиП 2.04.07-86*. Тепловые сети. Взамен СНиП II-Г.10-73*; введ. 21.01.1994. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 55 с.
5. Теплотехника / Б.Х.Драганов, А.А.Долінський, А.В.Міщенко, Є.М.Письменний. – К.: ІНКОС, 2005. – 504 с.
6. Андреев С.Ю. Рациональні методи реконструкції міських систем теплопостачання: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.23.03 / Харків. держ. техн. ун-т будівництва та архітектури. – Харків, 2004. – 20 с.

7. Андреев О.Ю. Підвищення ефективності роботи централізованих систем теплопостачання з використанням комп'ютерних технологій: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / Ін-т проблем машинобудування ім. А.М.Підгорного НАН України. – Харків, 2008. – 18 с.

Получено 19.02.2009

УДК 697.14

ЕЖИ ПИОТРОВСКИ, д-р техн. наук, МАРЕК ТЕЛЕЙКО

Свентокишская политехника в Кельцах (Польша)

РАСЧЕТ ПОДАЧИ ВОЗДУХА НА ГОРЕНИЕ И УДАЛЕНИЕ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ПРИ ИНДИВИДУАЛЬНОМ ОТОПЛЕНИИ КВАРТИР МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ

Получено уравнение для определения гравитационного давления при индивидуальном отоплении квартир многоэтажных зданий в случае, когда воздух на процесс горения поступает из лестничной клетки здания. Приведен алгоритм расчета подачи воздуха на процесс горения и отвода дымовых газов.

При децентрализованном теплоснабжении многоэтажных зданий возможно устройство индивидуальных систем отопления. В этом случае источник теплоты расположен в каждой квартире. При проектировании индивидуальной системы отопления, для расчета удаления дымовых газов используют формулу [1-3]

$$P_{gp} = h \cdot g \cdot (\rho_n - \rho_{d.g.}), \quad (1)$$

где P_{gp} – величина гравитационного давления, которое возникает в результате разности плотности наружного воздуха и дымовых газов, Па; h – высота дымовой трубы, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_n, \rho_{d.g.}$ – соответственно плотность наружного воздуха и дымовых газов, кг/м³.

Уравнение (1) позволяет определить величину гравитационного давления для удаления дымовых газов. При расчете обычно назначают сечение дымовых каналов из условия, чтобы гравитационное давление превышало потери давления при движении дымовых газов по каналу. Это автоматически приводит к упрощающей предпосылке, что подача воздуха в помещение для процесса горения обеспечена в нужном количестве и необходимо решить только задачу удаления дымовых газов. При такой упрощающей предпосылке уравнение (1) позволяет обеспечить нормальный режим для процесса горения. Однако новые технологии и конструкции, которые применяют в настоящее время при строительстве, реконструкции и ремонте зданий, как правило, исключают такую упрощающую предпосылку.